

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number 09183393 A

(43) Date of publication of application: 15.07.97

(51) Int. Cl

B62M 17/00**B62M 7/06****F02B 61/06**

(21) Application number 09003131

(22) Date of filing 10.01.97

(62) Division of application 63297394

(71) Applicant

HONDA MOTOR CO LTD

(72) Inventor

 SAITO MITSURU
 MIYAZAWA SHINKICHI
 YOSHIDA YOSHIHIRO
 NAKAJIMA YOSHIHIRO
 HAYASHI TSUTOMU
 KATAHIRA KIYOSHI

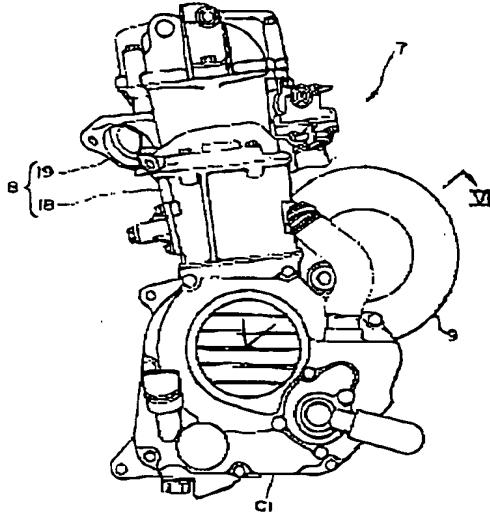
(54) POWER UNIT FOR VEHICLE

VI

(57) Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent deflection of the center of gravity of a vehicle from the center of the vehicle when a size of a power unit is increased as a whole so as to prevent complication of adjustment of weight balance of the vehicle.

SOLUTION: In a power unit provided with an engine 8, which is provided with a cylinder block 18 and a crank shaft, and a transmission 9, which changes a speed of rotation outputted from the engine 8 so as to transmit it to a driving wheel, the crank shaft in the engine 8 is vertically arranged in the longitudinal direction of a vehicle body. In the power unit, the axial line of the cylinder block 18 in the engine 8 is arranged substantially vertically so as to make an acute angle mutually with a line connecting the axis of the transmission 9 to the shaft center of a crank shaft in the engine 8.



COPYRIGHT (C)1997,JPO

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平9-183393

(43)公開日 平成9年(1997)7月15日

(51) Int.Cl. ⁶	識別記号	府内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 2 M 17/00			B 6 2 M 17/00	C
7/06			7/06	
F 0 2 B 61/06			F 0 2 B 61/06	B

審査請求 有 請求項の数3 O.L (全7頁)

(21)出願番号 特願平9-3131
(62)分割の表示 特願昭63-297394の分割
(22)出願日 昭和63年(1988)11月25日

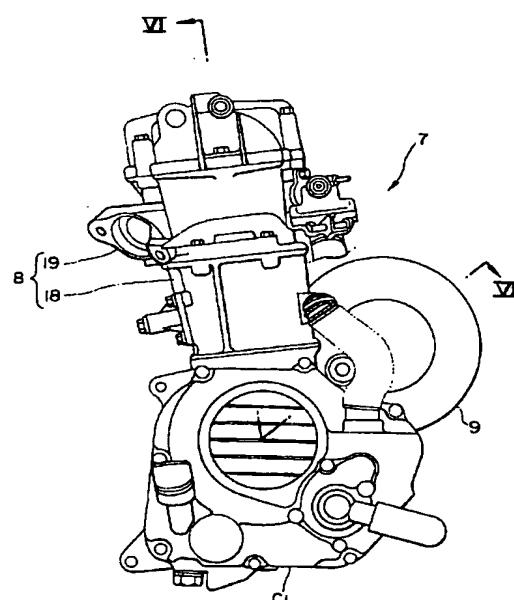
(71)出願人 000005326
本田技研工業株式会社
東京都港区南青山二丁目1番1号
(72)発明者 斎藤 充
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(72)発明者 宮沢 伸吉
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(72)発明者 吉田 圭宏
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内
(74)代理人 弁理士 志賀 正武 (外2名)
最終頁に統ぐ

(54)【発明の名称】 車両の動力装置

(57)【要約】

【課題】 動力装置全体が大型化することにより、車両の重心位置が車両の中心から離れてしまい、車両の重量バランスの調整が複雑化することを防止する。

【解決手段】 シリンダーブロック18とクランクシャフトとを備えるエンジン8と、該エンジン8から出力される回転を変速して駆動輪へ伝達する変速機9とを備えるとともに、車体の長さ方向にエンジン8のクランクシャフトを縦置き配置した車両の動力装置において、エンジン8のシリンダーブロック18は、その軸線を略上下方向に配置し、エンジン8のシリンダーブロック18の軸線と、変速機9の軸とエンジン8のクランクシャフトの軸心とを結んだ線分とが、互いに鋭角をなすように配置してなる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 シリンダブロックとクランクシャフトとを備えるエンジンと、該エンジンから出力される回転を変速して駆動輪へ伝達する変速機とを備えるとともに、車体の長さ方向に前記エンジンのクランクシャフトを縦置き配置した車両の動力装置において、

前記エンジンのシリンダブロックは、その軸線を略上下方向に配置し、

前記エンジンのシリンダブロックの軸線と、前記変速機の軸と前記エンジンのクランクシャフトの軸心とを結んだ線分とが、互いに鋭角をなすように配置したことを特徴とする車両の動力装置。

【請求項2】 シリンダブロックとクランクシャフトとを備えるエンジンと、該エンジンから出力される回転を変速して駆動輪へ伝達する変速機とを備えた車両の動力装置において、

前記変速機は、斜板式油圧ポンプと斜板式油圧モータとからなるとともにこれらポンプとモータとを同一軸線上に、かつ軸方向に隣り合わせて配置した静油圧式無段変速機とし、

前記エンジンのシリンダブロックの軸線と、前記変速機の軸と前記エンジンのクランクシャフトの軸心とを結んだ線分とが、互いに鋭角をなすように配置したことを特徴とする車両の動力装置。

【請求項3】 車体の長さ方向に前記エンジンのクランクシャフトを縦置き配置したことを特徴とする請求項2記載の車両の動力装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、車両の動力装置に係わり、特に、エンジンと、このエンジンから出力された回転を変速して駆動輪へ伝達する変速機とを備えた車両の動力装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 従来、例えば自動二輪車等の車両に用いられる動力装置として、エンジンと、このエンジンから出力された回転を変速して駆動輪へ出力する変速機とを備えたものが知られており、前記変速機として一対のVブーリと、これらの、Vブーリ間に巻回されたVベルトによって構成されたものが多く用いられている。このベルトドライブ式の無段変速機は、一般に、エンジンのクランクシャフトによって回転駆動させられる遠心式可変径構造の駆動ブーリと、駆動輪である後輪の近傍に配された可変径構造の従動ブーリと、これらの両ブーリ間に巻回されたVベルトとを備え、前記駆動ブーリの回転がVベルトを介して従動ブーリの回転へ伝達され、さらに、その従動ブーリと同軸上に配された自動遠心式クラッチ機構、および、この自動遠心クラッチに接続された複数の減速ギヤ群（減速機構）を介して後輪に伝達されるようになっている。そして、クランクシャフトの回転

速度等の変化によって駆動ブーリおよび従動ブーリに対するVベルトの有効巻回半径が変化し、これによって自動的に変速がなされるようになっている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、前記のような従来の動力装置にあっては、動力装置が全体として大型であり、このように重量物である動力装置が全体として大型であると、車両の重心位置が車両の中心から離れてしまい車両の重量バランスの調整が複雑化する等の不具合が生じた。そこで、従来においてはこのような不具合への改善が望まれており、本発明は、このような従来の技術において残されている課題を解決せんとするものである。

【0004】

【課題を解決するための手段】 請求項1記載の発明は、シリンダブロックとクランクシャフトとを備えるエンジンと、該エンジンから出力される回転を変速して駆動輪へ伝達する変速機とを備えるとともに、車体の長さ方向に前記エンジンのクランクシャフトを縦置き配置した車両の動力装置において、前記エンジンのシリンダブロックは、その軸線を略上下方向に配置し、前記エンジンのシリンダブロックの軸線と、前記変速機の軸と前記エンジンのクランクシャフトの軸心とを結んだ線分とが、互いに鋭角をなすように配置したことを特徴とする。請求項2記載の発明は、シリンダブロックとクランクシャフトとを備えるエンジンと、該エンジンから出力される回転を変速して駆動輪へ伝達する変速機とを備えた車両の動力装置において、前記変速機は、斜板式油圧ポンプと斜板式油圧モータとからなるとともにこれらポンプとモータとを同一軸線上に、かつ軸方向に隣り合わせて配置した静油圧式無段変速機とし、前記エンジンのシリンダブロックの軸線と、前記変速機の軸と前記エンジンのクランクシャフトの軸心とを結んだ線分とが、互いに鋭角をなすように配置したことを特徴とする。請求項3記載の発明は、請求項2記載のものに関して、車体の長さ方向に前記エンジンのクランクシャフトを縦置き配置したことを特徴とする。

【0005】

【発明の実施の形態】 以下、図1ないし図3に基づき、本発明の一の実施の形態について説明する。図1中符号1は本実施の形態が適用された車両としてのスクータ型の自動二輪車を示すものである。この自動二輪車1は、車体の前方から後方（図1において左から右）に延びる車体フレーム2と、車体フレーム2の前端に回動自在に取り付けられたフロントフォーク3と、フロントフォーク3の下端に回転自在に支持された前輪4と、フロントフォーク3の上端に取り付けられ前記前輪4を操舵するハンドル5と、車体フレーム2の略中間部の上部に取り付けられたシート6と、車体フレーム2の略中央下部に取り付けられた本実施の形態に係わる動力装置7とを備

えている。この動力装置7は、エンジン8と、このエンジン8から出力される回転を変速する静油圧式無段変速機9（以下、単に無段変速機と略称する）と、この無段変速機9によって回転駆動させられる動力伝達部材としてのドライブシャフト10（本実施の形態は、いわゆるシャフトドライブを採用している）と、このドライブシャフト10によって回転駆動させられる車軸11とから成っており、ドライブシャフト10と車軸11との間に、図示せぬ一対のペベルギヤが介装されているとともに、前記車軸11には後輪14が一体に取り付けられて、前記エンジン8の回転が、無段変速機9からドライブシャフト10を経て、前記車軸11および後輪14へ伝達されるようになっている。そして、前記エンジン8および無段変速機9は、相互に平行となるように配設されており、無段変速機9はエンジン8のクランクケースC1に一体に連設されたケーシングC2内に収納されてエンジン8と一体化されている。

【0006】次いで、これらの詳細について説明する。前記エンジン8は、図3に示すそのクランクケースC1内に回転自在に装着されたクランクシャフト17が、車体の長さ方向に沿うように縦置きとなされ、無段変速機9も同様に車両の長さ方向に沿って配設されている。前記クランクケースC1には、前記クランクシャフト17と直交するようにシリンダブロック18、および、シリンダヘッド19が順次連結され、シリンダブロック18内には前記クランクシャフト17へコンロッド20を介して連結されたピストン21が回転自在に嵌装され、また、シリンダヘッド19には、前記クランクシャフト17によりカムチェーン22を介して回転駆動させられるカムシャフト23が回転自在に装着されている。このカムシャフト23は、その回転により、前記シリンダヘッド19に搖動自在に装着された図示せぬロッカーアームを搖動させて、図示せぬ吸・排気バルブの開閉をクランクシャフト17の回転に同期して行うようになっている。ここで、図1および図2から明らかなようにエンジン8のシリンダブロック18は、その軸線を上下方向に配置している。

【0007】前記無段変速機9は、定容量型の斜板式油圧ポンプPと可変容量型の斜板式油圧モータMによって構成されており、これらの斜板式油圧ポンプPと斜板式油圧モータMとは同一軸線上に配設されるとともに軸方向に隣り合わせて配置され、かつ無段変速機9は、図2に示すように、車両の前方から見て前記クランクシャフト17よりも上方に位置させられている。前記油圧ポンプPは、クランクケースC1にボールベアリング30bを介して回転自在に装着された入力筒軸30と、この入力筒軸30にボルト止めされた支持筒31にボールベアリング32を介して相対回転自在に支持されたシリンダブロック33と、このシリンダブロック33の一端側（図3における左側）に、その回転軸線まわりに間隔を

おきかつ回転軸線に平行となるように形成された奇数のシリンダ孔34のそれぞれに摺動可能に嵌合させられる多数のポンププランジャ35と、これらポンププランジャ35の外端に前面を当接させるポンプ斜板36とから構成される。ポンプ斜板36はその背面をアンギュラコンタクトベアリング37を介し前記入力筒軸30のホルダ部30aによって支承されて、シリンダブロック33の軸線と直交する仮想トラニオン軸線O1を中心にしてシリンダブロック33の軸線に対し一定角度傾斜させた

10 状態に保持される。前記アンギュラコンタクトベアリング37は、入力筒軸30の斜板ホルダ部30aと協働してポンプ斜板36に調心作用を与えるように構成される。支持筒31の長さ方向の略中間部にはドリブンギヤ38が一体に設けられており、該ドリブンギヤ38は、クランクシャフト17に設けられたドライブギヤ39の回転面と同一面に位置させられ、チェーン61によって連結されていて、クランクシャフト17によって回転駆動させられるようになっている。そして、前記ポンプ斜板36は、クランクシャフト17による入力筒軸30の回転によって回転させられて、ポンププランジャ35に往復動を与えて吸入および吐出工程を繰返させる。

【0008】一方、前記油圧モータMは、前記油圧ポンプPと共に用いられるシリンダブロック33と、その他端面に、シリンダブロック33の回転軸線まわりに間隔をおきかつ回転軸線に平行となるように形成された奇数のシリンダ孔40のそれぞれに摺動可能に嵌合させられる多数のモータプランジャ41と、これらモータプランジャ41の外端面を当接させるモータ斜板42と、このモータ斜板42の背面をアンギュラコンタクトベアリング43を介して支承するモータ斜板ホルダ44と、このモータ斜板ホルダ44の背面を支承するモータ斜板アンカ45とから構成される。また、互いに当接するモータ斜板ホルダ44およびモータ斜板アンカ45の対向面は、シリンダブロック33の軸線とトラニオン軸線O2との交点を中心とする球面に形成される。そして、この油圧モータMにおいても前記アンギュラコンタクトベアリング43はモータ斜板ホルダ44と協働してモータ斜板42に調心作用を与えるように構成される。前記モータ斜板アンカ45は、その前端に連なる筒状のシリンダホルダ46とともにケーシングC2の後側壁に固定される。また、このシリンダホルダ46はボールベアリング47を介してシリンダブロック33のほぼ中央部外周を回転自在に支承する。前記モータ斜板42は、シリンダブロック33の軸線に対しほぼ直角となる直立位置と、ある角度で傾倒する最大傾斜位置との間をモータ斜板ホルダ44の回動によって移動するようになっている。そして、その傾斜状態では、シリンダブロック33の回転に伴いモータプランジャ41に往復動を与えて膨張および収縮行程を繰返させる。前記モータ斜板ホルダ44の傾斜角度は、このモータ斜板ホルダ44に連結さ

れた図示せぬ傾動機構により調整されるようになっている。ここでは、傾動機構の詳細については省略する。

【0009】前記シリンダブロック33の中心部には出力軸48が相対回転が拘束された状態で貫通させられており、この出力軸48の一端部は、入力筒軸30に対して相対回転自在に支持されている。また、ドライブシャフト10は、無段変速機9の出力軸48と同軸上に配設され、その端部どうしが、出力軸48の端部に形成されたスプライン62を介して相対回転が拘束された状態で連結されている。一方、出力軸48は、モータ斜板42、モータ斜板ホルダ44およびモータ斜板アンカ45を貫通するように延びている。前記シリンダブロック33には、ポンプ側のシリンダ孔34群とモータ側のシリンダ孔40群との間において、出力軸48を中心にして同心に並ぶ環状の内側油路51および外側油路52と、両油路51・52間の環状隔壁および外側油路52の外周壁を放射状に貫通する、前記シリンダ孔34・40とそれぞれ同数の第1弁孔53および第2弁孔54と、各弁孔53・54を前記外側油路52へ連通させる連絡油路と、相隣るシリンダ孔34および第1弁孔53を相互に連通するポンプポートaと、相隣るシリンダ孔40および第2弁孔54を相互に連通する多数のモータポートbとが設けられる。前記内側油路51は、シリンダブロック33の内周面に環状溝として形成され、その開放面は出力軸48の外周面により閉じられる。

【0010】前記第1弁孔53には、スプール型の第1分配弁55が、また前記第2弁孔54には同じくスプール型の第2分配弁56がそれぞれ摺動可能に嵌合されている。そして、第1分配弁55の外端にはそれを囲む第1偏心輪部57が、また第2分配弁56の外端にはそれらを囲む第2偏心輪58がそれぞれボールベアリング59・60を介して係合される。前記第1偏心輪部57は支持筒31に一体に支持されて、仮想トラニオン軸線O1に沿って入力筒軸30の中心（出力軸48の中心）から所定距離偏心した位置に位置決めされている。また、前記第2偏心輪58は、シリンダホルダ46によって出力軸48の中心から偏心した位置に保持されている。ここで、本実施の形態においては、各プランジャ35・41の端部には球面状の凹部63が形成され、各斜板36・42に、各プランジャ35・41の凹部63に嵌合当接する球面形状の端部を有する突部64が形成されている。また、エンジン8をそのクランクシャフト17が車両の長さ方向に沿うように縦置き配置とし、無段変速機9をその出力軸48が前記クランクシャフト17の軸心と略平行となるように間隔をおき、かつ、両者が若干重疊するようにして、図1および図2に示すように、クランクケースC1の上方に配置している。しかも、エンジン8のシリンダブロック18の軸線と、変速機9の出力軸48等の軸とエンジン8のクランクシャフト17の軸心とを結んだ線分とが、図2から明らかなように互いに

鋭角をなすように配置されている。

【0011】このような構成の無段変速機9によれば、支持筒31（入力筒軸30と一体的に回転する）とシリンダブロック33間に相対回転が生じると、各第1分配弁55は、第1偏心輪57により第1弁孔53において偏心量の2倍の距離をストロークとしてシリンダブロック33の半径方向内方位置および外方位置間を往復動させられる。そして、油圧ポンプPの吐出領域では、第1分配弁55は前記内方位置側を移動させられ、これによって、対応するポンプポートaが外側油路52に連通させられるとともに内側油路51と不通とされて、吐出行程中のポンププランジャ35によりシリンダ孔34から外側油路52へ作動油が圧送され、また、吸入領域では、第1分配弁55は前記外方位置側に移動して、対応するポンプポートaを内側油路51に連通するとともに外側油路52と不通にし、吸入行程中のポンププランジャ35により内側油路51からシリンダ孔34に作動油が吸入される。一方、シリンダブロック33が回転すると、各第2分配弁56は、第2偏心輪58により第2弁孔54において偏心量の2倍の距離をストロークとしてシリンダブロック33の半径方向内方位置および外方位置間を往復動される。そして、油圧モータMの膨張領域では、第2分配弁56は前記内方位置側を移動して、対応するモータポートbを外側油路52に連通するとともに内側油路51を不通にし、外側油路52から膨張行程中のモータプランジャ41のシリンダ孔40に高圧の作動油が供給され、また収縮領域では、第2分配弁56は前記外方位置側を移動して、対応するモータポートbを内側油路51に連通するとともに外側油路52と不通にし、収縮行程中のモータプランジャ41のシリンダ孔40から内側油路51へ作動油が排出される。そして、ポンププランジャ35は、吐出領域を通過する間、シリンダ孔34から外側油路52に作動油を圧送し、また吸入領域を通過する間、内側油路51からシリンダ孔34に作動油を吸入する。また、外側油路52に送られた高圧の作動油は、油圧モータMの膨張領域に存するモータプランジャ41のシリンダ孔40に供給される一方、収縮領域に存するモータプランジャ41によりそのシリンダ孔40から内側油路51へ作動油が排出される。この間に、シリンダブロック33が吐出行程のポンププランジャ35を介してポンプ斜板36から受ける反動トルクと、シリンダブロック33が膨張行程のモータプランジャ41を介してモータ斜板42から受ける反動トルクとの和によって、シリンダブロック33は回転され、その回転トルクは出力軸48からドライブシャフト10へ伝達される。

【0012】この場合は、入力筒軸30に対する出力軸48の変速比は次式によって与えられる。

変速比 = 1 + 油圧モータMの容量 / 油圧ポンプPの容量

したがって、油圧モータMの容量を零からある値に変え

れば、変速比を1からある必要な値まで変えることができる。しかも、その油圧モータMの容量はモータプランジャ4 1のストロークによって決定されるので、モータ斜板ホルダ4 4の操作により、モータ斜板4 2を直立位置からある傾斜位置まで傾動させることにより、変速比が1からある値まで無段階に調整される。しかして、前記構成の動力装置7によれば、無段変速機9が、この無段変速機9の出力端である出力軸4 8においてその変速操作を完了していることから、既に示したように、無段変速機9から後輪1 4の車軸1 1へ至る間には、ドライブシャフト1 0およびベベルギヤという動力伝達に必要な最小限度の部材しか介在せず、したがって、変速に必要な構成部材を駆動輪1 4側へ配設する必要がなく、かつ、重量物であるエンジン8と無段変速機9とが車両の略中央部に集中配置される。これによって、動力装置7の重心が車両の前後方向略中央部へ近付けられるとともに、駆動輪1 4側における慣性重量が軽減されてこの駆動輪1 4を支持する懸架装置のバネ下荷重が軽減される。しかも、前記無段変速機9は、エンジン8のクランクケースC1の上半部方向に配置されていることから、動力装置7の重心位置が上下方向においても車両の中心部へ近付けられる。

【0013】したがって、これらの相乗作用により、車両の重心が車両の中心近傍へ位置させられ、車両全体としての重量バランスが良好なものとなり、かつ、その調整が容易となる。さらに、無段変速機9がクランクケースC1の上半部方向に配置されていることにより、最低地上高が容易に確保され、したがって、エンジン8に併設されるオイルパン等の設置が容易となる。一方、前記構成の無段変速機9は、その長さ方向における重量バランスがほぼ均一化されていることから、本実施の形態のように無段変速機9をクランクシャフト1 7と平行に車両の長さ方向に沿って配置することにより、動力装置7ひいては車両の長さ方向における重量バランスのずれが抑制され、バランス調整が一層容易なものとなる。さらに、斜板3 6・4 2とプランジャ3 5・4 1との当接部の構造を変更することにより、各プランジャ3 5・4 1のシリンダブロック1 8からの突出量を小さくするとともに、各斜板3 6・4 2の強度を高めてその薄肉化を図って、これらの斜板3 6・4 2のシリンダブロック1 8側への接近を可能とし、これによって、無段変速機9の長さ方向の寸法の小型化が可能となる。この結果、無段変速機9を縦置きとした場合における動力装置7の長尺化が極力抑制される。なお、前記実施の形態においては示した各構成部材の諸形状や寸法、ならびに、配置は一例であって、適用する車両の種類や設計要求等に基づき種々変更可能である。

【0014】

【発明の効果】以上説明したように、請求項1記載の発明によれば、クランク軸を車体に縦置きし、そのシリン

10

20

30

40

8

ダ軸線を上下配置して、エンジンのシリンダブロックの軸線と、変速機の軸とエンジンのクランクシャフトの軸心とを結んだ線分とが、互いに鋭角をなすように配置しているため、シリンダブロックと変速機軸との間に生じ勝ちなデッドスペースを減らした配置ができる。したがって、コンパクトにすることができる、特にシリンダブロックと変速機軸との配置方向である車幅方向の寸法を小さく抑えることができる上、重量物であるエンジンと変速機とをより集中配置することができる。また、車体前方から流れてくる走行風や冷却風の流れを妨げることが少なく冷却上も好適である。また、請求項2記載の発明によれば、変速機が、斜板式油圧ポンプと斜板式油圧モータとからなるとともにこれらポンプとモータとを同一軸線上に、かつ軸方向に隣り合わせて配置して一軸とされており、しかもシリンダブロックの軸線と、変速機の軸とエンジンのクランクシャフトの軸心とを結んだ線分とが、互いに鋭角をなすように配置されているため、シリンダブロックと変速機軸との間に生じ勝ちなデッドスペースを減らした配置ができる上、変速機自体も小さくなる。したがって、コンパクトにすることができる、特にシリンダブロックと変速機軸との配置方向における寸法を小さく抑えることができる上、重量物であるエンジンと変速機とをより集中配置できる。さらに、請求項3記載の発明によれば、請求項2記載のものの効果に加えて、車体の長さ方向にエンジンのクランクシャフトを縦置き配置しており、変速機の軸とエンジンのクランクシャフトの軸心とを結んだ線分とが、互いに鋭角をなすように配置されていることから、特にシリンダブロックと変速機軸との配置方向である車幅方向の寸法を小さく抑えることができる。また車体前方から流れてくる走行風や冷却風の流れを妨げることが少なく冷却上も好適である。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の一の実施の形態を示すもので、この一の実施の形態が適用された車両としての自動二輪車の側面図である。

【図2】 本発明の一の実施の形態を示す正面図である。

【図3】 図2におけるV I - V I線に沿う矢視断面図である。

【符号の説明】

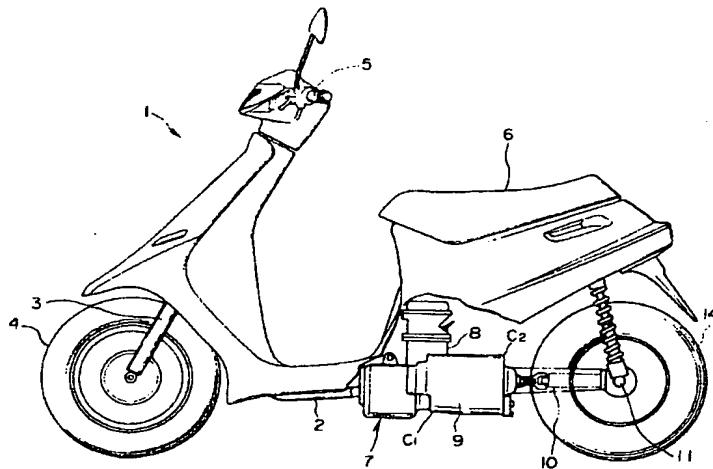
- 1 自動二輪車（車両）
- 7 動力装置
- 8 エンジン
- 9 静油圧式無段変速機
- 10 ドライブシャフト
- 11 車軸
- 14 後輪
- 17 クランクシャフト
- P 斜板式油圧ポンプ

50

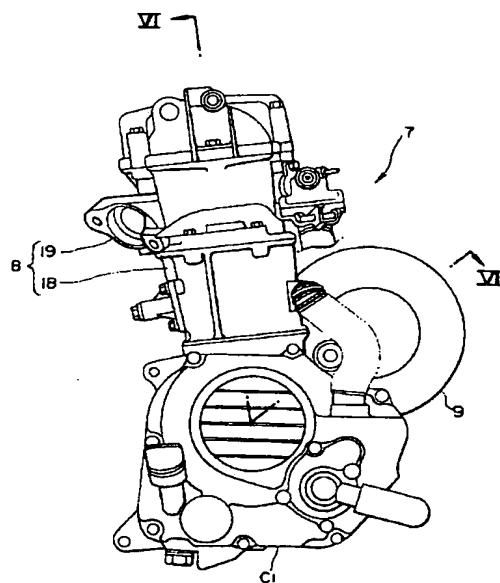
M 斜板式油圧モータ

4 8 出力軸

【図1】



【図2】



(72)発明者 片平 潔
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会
社本田技術研究所内